

软(硬)路面行驶车辆轮胎模型分析

葛剑敏¹, 刘春辉², 郑联珠³

[1. 同济大学 声学所, 上海 200092; 2. 上海轮胎橡胶(集团)股份有限公司, 上海 200072; 3. 吉林工业大学 汽车工程学院, 吉林 长春 130025]

摘要:对车辆系统动力学研究中轮胎模型、软路面土壤模型和轮胎与土壤相互作用模型的简化与建立进行研究, 分析了各模型的优点和不足之处, 提出了建立合理的轮胎模型的方法。还分析了车辆在硬路面和软路面上行驶时轮胎模型振动特性的区别, 为轮胎的设计、轮胎与车辆系统配套的优化设计和汽车的动态模拟仿真计算等提供了理论依据。

关键词:轮胎; 动力学模型; 软路面; 硬路面

中图分类号: U461.4; TQ336.1

文献标识码: A

文章编号: 1006-8171(2001)02-0073-08

车辆是通过唯一部件——轮胎与路面发生力的作用。可以说, 在车辆动力学模型中输入的力全部为美国 SAE 定义的轮胎六分力, 轮胎力学特性是决定或影响车辆动力学特性的重要力学特性之一^[1~3]。随着现代车辆速度的不断提高, 车辆的主动安全性、行驶动力性和乘坐舒适性在车辆性能中占有越来越重要的位置。而车辆性能的定量分析与研究, 先进的底盘控制系统(如 ABS, TCS, DSC, AF 等)的设计开发, 在很大程度上依赖于车辆动力学模型和轮胎动力学模型的研究。国外的许多汽车厂家对轮胎与汽车的合理配套提出了诸如包络特性、操纵稳定性和牵引附着性等各种要求^[1,2,4]。因此, 简化与建立合理的轮胎动力学模型, 对轮胎新产品的开发和汽车整车性能的分析都具有重要意义。

本研究对轮胎模型、软路面土壤模型和轮胎与土壤相互作用模型的简化与建立进行研究, 分析了各轮胎模型的优点和存在的不足之处, 提出了建立合理的轮胎模型的方法, 并分析了车辆在硬路面和软路面上行驶时轮胎模型振动特性的区别。

基金项目:国家自然科学基金资助项目(59375190)

作者简介:葛剑敏(1963-), 男, 河南洛阳人, 同济大学和上海轮胎橡胶(集团)股份有限公司企业博士后, 主要从事汽车系统动力学、轮胎噪声与振动等方面的研究。

1 轮胎动力学模型的类型及建立

轮胎动力学模型有点接触模型、刚性辍子包容轮胎模型、固定印迹面接触模型、粘弹性模型、变接地印迹面接触模型、薄壳模型、弹性胎体-弹性胎面刷子轮胎模型、轮胎的稳态与非稳态侧偏模型、模态参数模型和有限元模型 10 种类型。

1.1 点接触模型

点接触动力学模型如图 1 所示^[4~6], 其数学方程为:

$$m \frac{d^2z}{dt^2} + c \frac{dz}{dt} + kz = c \frac{dq}{dt} + kq \quad (1)$$

式中 m ——轮胎作用于地面的当量质量;

c ——轮胎的当量阻尼;

k ——轮胎的当量刚度;

z ——轮轴的垂直位移;

q ——不平路面的垂直位移。

该模型的优点是简单且易计算, 适合于复杂的整车系统, 尤其是研究车辆的平顺性等垂直振动时多采用此模型; 缺点是不适用于接地印迹变化较大且轮胎包络效应对振动影响较大的轮胎模型研究。

1.2 刚性辍子包容轮胎模型

刚性辍子包容轮胎模型类似于点接触模型(见图 2), 采用了刚性轮的几何包络特性, 使接地点不总是在轮胎的正下方, 而是随着路面变

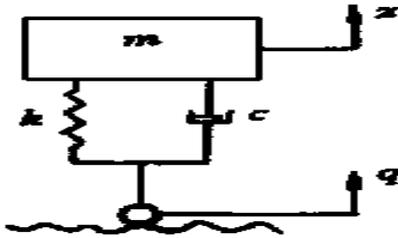


图1 点接触模型

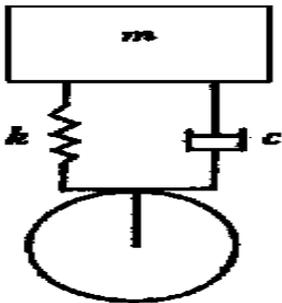


图2 刚性辊子包络模型

化可能在距轮胎正下方一定距离处^[3,7]。

1.3 固定印迹面接触模型

固定印迹面接触模型由 Kozin 和 Bog-

$$m\ddot{y} + \int_{-l/2}^{l/2} k_i y dx + \int_{-l/2}^{l/2} c_i \dot{y} dx = \int_{-l/2}^{l/2} c_i [\dot{y}_1(x_i) + \dot{y}_2(x_i)] dx + \int_{-l/2}^{l/2} k_i [y_1(x_i) + y_2(x_i)] dx \quad (2)$$

- 式中 y —— 轮轴的垂直位移;
- \dot{y} —— 轮轴的垂直速度;
- \ddot{y} —— 轮轴的垂直加速度;
- $\dot{y}_1(x_i)$ —— x_i 点处路面的速度;
- $\dot{y}_2(x_i)$ —— x_i 点处轮胎的速度;
- c_i —— x_i 点处路面的当量阻尼;
- k_i —— x_i 点处路面的当量刚度。

1.4 粘弹性模型

轮胎的粘弹性动力学模型(见图4)更接近于实际,但仍然属点接触式轮胎模型。

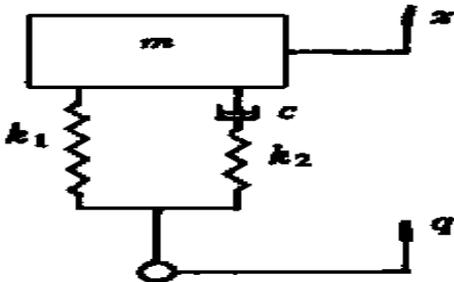


图4 轮胎粘弹性模型
 k_1 和 k_2 —— 轮胎的当量刚度

danoff 提出^[4,5,7],其示意图见图3,其中 x_i 为轮胎接地印迹上任意点 i 与接地印迹中心的距离; $y_1(x_i)$ 为 i 点路面压实量; $y_2(x_i)$ 为 i 点轮胎变形量; l 为接地印迹长度。该模型假定接地印迹长度不随车辆运动而变化,轮胎在接地印迹长度上为均匀垂直分布的刚度和阻尼元件,它适用于研究垂直振动,计算精度较点接触式模型有所提高,但计算工作量增加且模型复杂。该模型的最大优点是轮胎与地面为面接触。

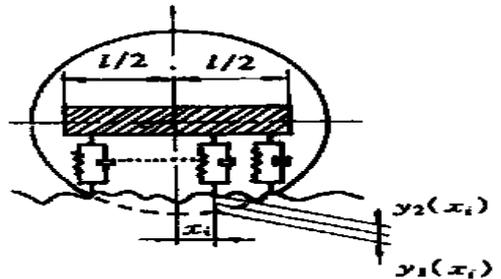


图3 固定印迹面接触模型

该模型的数学方程为:

1.5 变接地印迹面接触模型

变接地印迹面接触模型为驱动(或制动)型面接触(圆环)模型(见图5)。该模型是面接触模型中最好的,可以很好地反应出接地面积在车轮滚动过程中的动态变化,且比较接近实际轮胎运动情况^[2~4]。图5(a)假设胎面的切向变形与接地区域的剪切应力分布成正比,即将胎面简化为具有切向弹性的刷子。Sakai 等^[3]在解析轮胎驱动和制动特性时采用该简化模型。图5(b)由圆环及放射状的弹簧和阻尼器构成。圆环为胎面,环内靠内压给予初始张力。当车轮与路面接触时,圆周的曲率发生变化,同时把力传至接触表面。弹簧和阻尼器表征胎侧部的弹性和阻尼因素。

1.6 薄壳模型

轮胎的薄壳模型^[3,4]可用于解析轮胎的滚动阻力,其示意图见图6,其中 m_k 为轮胎胎面壳体单元质量; R_f 为轮胎断面轮廓中心至轮轴中心的距离; r_1 为轮胎壳体横断面任一单元矢

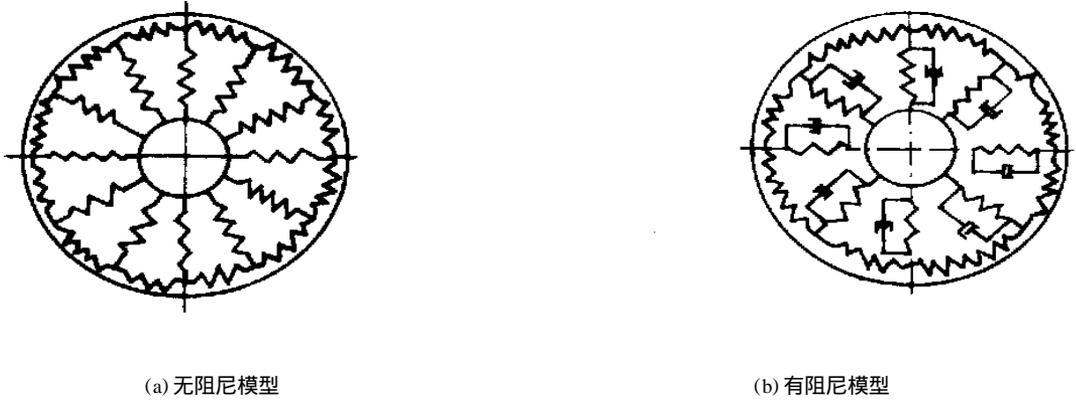


图 5 变接地印迹面接触模型

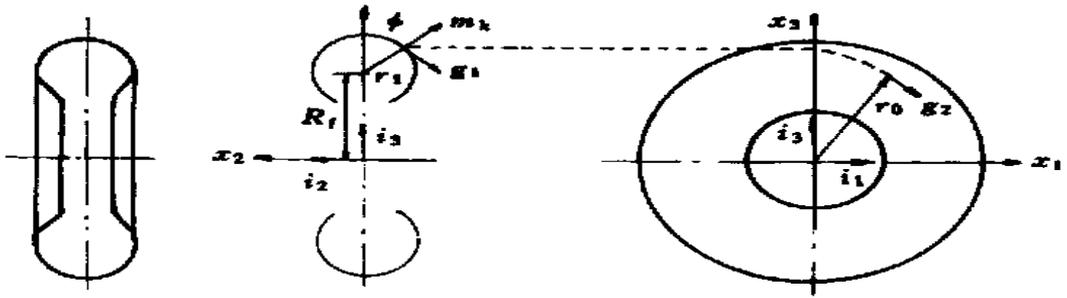


图 6 薄壳模型

量半径; r_0 为轮胎壳体单元沿纵剖面的矢量半径; g_1 为轮胎壳体任一单元沿横断面的切向矢量; g_2 为轮胎壳体单元沿纵剖面的切向矢量; x_1, x_2 和 x_3 为分别为纵向、侧向和垂直位移; i_1, i_2 和 i_3 为分别为纵向、侧向和垂直单位矢量; ϕ 为 r_1 的方向角。该模型由 Tielking^[3] 提出, 采用圆环来模拟轮胎断面, 笛卡尔坐标表示轮胎参数。上海交通大学车辆工程专业组^[8] 用该模型对 P215/70R15 轮胎的静态应力和变形进行了分析, 并与有限元计算结果进行了比较, 两者有较好的一致性。该模型具有比有限元计算时间短、适合于计算非线性大变形等特点。

1.7 弹性胎体-弹性胎面刷子轮胎模型

弹性胎体-弹性胎面刷子轮胎模型见图 7, 其中 J_a 为动力传动系统旋转部件与轮胎轮毂转动惯量之和; J_b 为轮胎的当量转动惯量; c_b (\cdot) 为轮胎的动态扭转阻尼因数; c_b 为轮胎胎体的径向阻尼因数; c_{cz} 为轮胎胎面的垂直阻尼因数; k_b 为轮胎的扭转刚度; k_b 为轮胎胎体的

径向刚度; k_{cx} 为轮胎胎面的切向刚度; k_{cz} 为轮胎胎面的垂直刚度; M_{ay} 为作用在轮毂上的力矩; X_a 和 X_b 分别为轮毂和轮环的纵向位移; Z_a 和 Z_b 分别为轮毂和轮环的垂直位移; $\alpha, \dot{\alpha}$ 和 $\ddot{\alpha}$ 分别为轮毂的角位移、角速度和角加速度; $\beta, \dot{\beta}$ 和 $\ddot{\beta}$ 分别为轮环的角位移、角速度和角加速度。 $F_{cx}(u)$ 为地面对轮胎的切向作

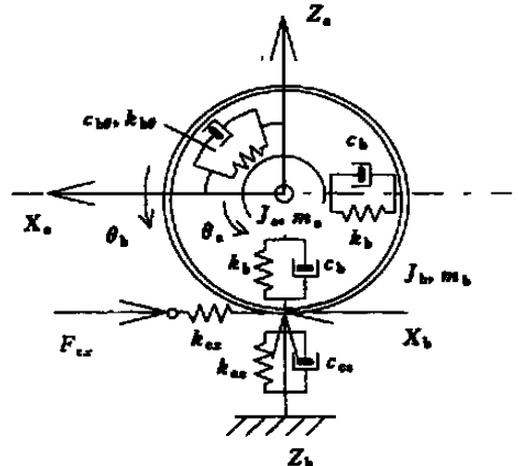


图 7 弹性胎体-弹性胎面刷子轮胎模型

用力(是相对接地印迹 u 的函数),可表示为:

$$F_{cx}(u) = \mu_x F_z g(S_x) e^{-S_x \vartheta} \quad (3)$$

式中 F_z ——作用于轮轴上的垂直负荷;

μ_x ——路面与轮胎的静摩擦因数;

$g(S_x)$ ——轮胎接地面切向力因数函数;

ϑ ——动摩擦因数的指数项常数;

S_x ——驱动轮轮胎的滑转率。

(1) 硬路面

当车辆在硬路面上行驶时, $\vartheta = V_R / V_c$ (V_R 为轮胎线速度, V_c 取 $60 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$); 当 S_x (S_c 为轮胎的临界滑转率) 时,

$$g(S_x) = 3(\alpha S_x) - 3(\alpha S_x)^2 + (\alpha S_x)^3 \quad (4)$$

其中 α 为轮胎的滑转率比例因数; 当 $S_x > S_c$ 时,

$$g(S_x) = 1 \quad (5)$$

(2) 软路面

当车辆在软路面上行驶时, $\vartheta = a / j_0$, 其中 a 为轮胎的接地印迹之半。则

$$g(S_x) = \vartheta^2 S_x^2 - \frac{1}{\vartheta S_x} \quad (6)$$

$$\mu_x = (A C_0) / F_z + \tan \phi \quad (7)$$

式中 A ——轮胎与地面的接地印迹面积;

C_0 ——土壤内聚力;

j_0 ——土壤剪切变形模量;

ϕ ——土壤内摩擦角。

因为轮胎是粘弹性体, 那么它与完全弹性体的金属不同, 它的摩擦力是根据表观接触面积、滑动速度和温度等因素而变。该摩擦力由两部分组成, 一是与真实接触面积成比例的粘合摩擦力; 另一部分是橡胶滑动时由于突起产生变形, 在此变形移动时, 因迟滞损失引起的变形损失摩擦力。因此, 本模型采用动摩擦因数代替以往的静摩擦因数。

一般把轮胎的参数作为常数处理。但是实际上在不同速度和滑转率条件下, 轮胎的刚度和阻尼等参数是不断变化的, 它直接影响到汽车的行驶性能和噪声。因此, 还可以把轮胎的参数作为变量处理。鉴于此, 本研究采用了一种把轮胎分为胎体、胎冠和接触面(滑转变形)

三部分的新型的面接触变参数轮胎模型, 其中轮胎的阻尼因数是滚动速度的函数, 粘合强度是滑转率的函数, 它们均为变参数, 能够较真实地反映轮胎的振动特性。此模型可用于分析汽车传动为自激振动的产生机理及稳定性等问题, 并可进行仿真计算, 其仿真结果与试验结果一致, 由此找出了减轻和消除自激振动的方法^[1,2,9,10]。

1.8 稳态与非稳态侧偏模型

吉林工业大学汽车工程学院的郭孔辉^[11]提出了轮胎的稳态和非稳态侧偏经验或半经验公式, 并进行了大量的试验与仿真计算, 计算结果与试验结果一致。该模型适用于轮胎与车辆的仿真计算, 并得到了广泛的应用。

1.9 模态参数模型

清华大学汽车系管迪华等^[12]提出的利用轮胎模型状态参数建立轮胎力学模型的方法, 对轮胎的静垂直特性及纯侧偏特性进行了成功的建模。其原理是对轮胎的径向、切向和侧向进行激振试验, 提取相应的模型状态参数, 以此推导并建立轮胎力学模型。最后进行轮胎静垂直特性及纯侧偏特性等的计算, 计算结果与试验结果相符。其优点是可以减少由工况变化带来的繁重的试验工作量, 且参数物理意义较清晰。

1.10 有限元模型

常用的非线性有限元程序软件有 MARC, MSC, NASTRAN 和 ANSYS, 适用于研究轮胎的力学特性, 如进行轮胎的滚动阻力计算、轮胎的模式分析、轮胎振动时间历程与谱分析、轮胎的静态和动态应力分析及轮胎结构的优化设计等^[3,7,13,14]。该模型的优点是可以分析用其它方法不能分析的因素, 可以进行较好的定性分析, 例如, 轮胎胎面花纹的变形和应力分布计算、轮胎花纹与轮胎特性的关系分析、轮胎胎面花纹噪声及声固耦合噪声的分析与计算等。缺点是计算量大, 定量分析精度低。

2 软路面土壤模型

2.1 无质量土壤模型

无质量土壤模型分 2 种: 一种是将土壤作

为无质量的弹性体,将土壤刚度与轮胎刚度串联,构成轮胎-土壤模型,该模型计算简单但误差较大;另一种是把土壤作为无质量的弹塑性体,将土壤的刚度和阻尼与轮胎的刚度和阻尼串联,构成轮胎-土壤模型,该模型增加了阻尼的影响,使精度有所提高^[5,6,9,10,14]。

2.2 有质量土壤模型

有质量土壤模型(见图 8)将土壤模型简化为弹性体或流体或复合流变体模型^[3~7,13]。图 8(a)为纯弹性体模型,没有考虑流体阻尼的影响,计算简单但精度较差;图 8(b)为流体阻尼模型,不考虑土壤的弹性,适用于粘性较大的土壤,如雨天的土壤或沼泽地,此时滑转较严重,计算误差较大;图 8(c)为弹塑性体模型(即开尔文模型),它是在恒定应力下的变形过程,因为它比较接近实际且模型简单,因此目前广泛采用此模型,如吉林工业大学汽车工程学院的车辆系统动力学课题组郑联珠等^[5]对有效软路面谱的研究就采用该模型,并且得到较好的结果;图 8(d)为粘弹性模型(即麦克斯威模型),表征在恒定变形下的应力变化过程;图 8(e)为三元素线性粘弹性模型,是一种更接近于实际的复合流变模型(又称邓肯模型),精度较好但计算复杂,在有限元计算中经常使用;图 8(f)为四元素线性粘弹性模型(即 Burger 模型),是在有限元中应用较多的土壤流变模型,以上模型都是将土壤视为均匀质体,由不同质点组成,一部分为弹性质点,另一部分为粘性质点。

弹塑性体模型的数学模型为:

$$F_t = m_t \ddot{h}_t + c_t \dot{h}_t + k_t h_t \quad (8)$$

- 式中 F_t ——土壤所受轮胎的作用力;
 m_t ——轮胎下变形土壤当量质量;
 c_t ——轮胎下变形土壤当量阻尼;
 k_t ——轮胎下变形土壤当量刚度;
 h_t ——轮胎下变形土壤的振动位移;
 \dot{h}_t ——轮胎下变形土壤的振动速度;
 \ddot{h}_t ——轮胎下变形土壤的振动加速度。

3 轮胎与土壤相互作用模型

3.1 点接触式模型

(1) 无质量土壤的弹塑性模型

无质量土壤的弹塑性模型(见图 9)将土壤的刚度和阻尼直接加入到轮胎模型中进行计算,可简化成弹性、塑性或弹塑性的土壤模型,计算简单但有一定的误差^[2,7,13]。其数学模型为:

$$\begin{aligned} m_{xs} \ddot{z} + c_x \dot{z} + k_x z - c_x \dot{z}_z - k_x z_z &= 0 \\ m_{xx} \ddot{z}_z + (k_x + k + k_t) z_z + (c_x + c + c_t) \dot{z}_z - k_x z_x - c_x \dot{z}_x &= \dot{q}_A (c + c_t) + q_A (k + k_t) \end{aligned} \quad (9)$$

- 式中 m_{xs} ——汽车悬架上当量质量;
 m_{xx} ——汽车悬架下当量质量,包括轮胎、轮辋和桥壳;
 c_x ——汽车悬架当量阻尼;
 k_x ——汽车悬架当量刚度;

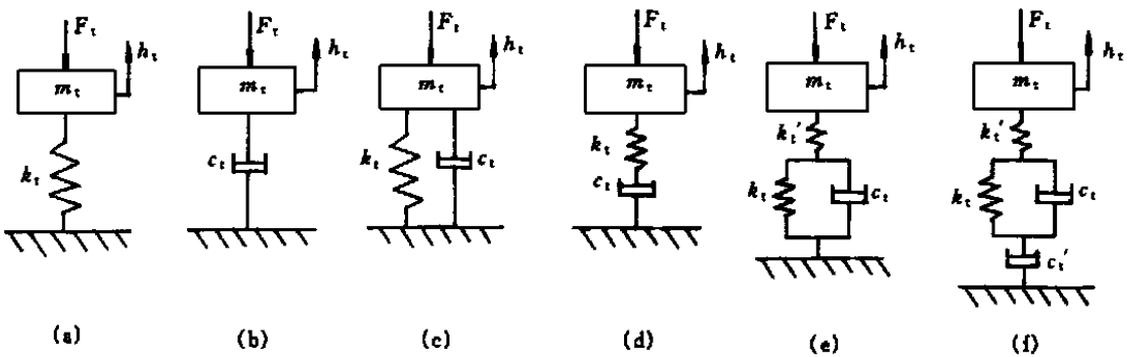


图 8 弹塑性土壤的动力学模型

c_t ——轮胎下变形土壤当量阻尼; k_t ——轮胎下变形土壤当量刚度

- q_A ——软路面原始不平度位移;
- \dot{q}_A ——轮胎下变形土壤的振动速度;
- $z_x, \dot{z}_x, \ddot{z}_x$ ——汽车悬架上质量振动位移、速度和加速度;
- $z_z, \dot{z}_z, \ddot{z}_z$ ——轮轴中心振动位移、速度和加速度。

(2) 有质量土壤的弹塑性模型

有质量土壤的弹塑性模型(见图10)考虑了土壤的质量、刚度和阻尼,是目前一种比较合理的软路面振动模型。吉林工业大学汽车工程学院车辆系统动力学组^[4-6]用其分析有效软路面谱得到了比较满意的结果,但它无法研究包络效应问题。其数学模型为:

$$\begin{aligned}
 m_{xs} \ddot{z} + c_x \dot{z} + k_x z - c_x \dot{z}_z - k_x z_z &= 0 \\
 m_{xx} \ddot{z}_z + (k_x + k) z_z + (c_x + c) \dot{z}_z - \\
 k_x z_x - c_x \dot{z}_x &= (\dot{q}_A + \dot{h}) c + (q_A + h) k
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

$$\begin{aligned}
 m_t \ddot{h} + c_t \dot{h} + k_t h - c_z \dot{z}_z - k z_z = \\
 - c(\dot{q}_A + \dot{h}) - k(q_A + h)
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

如果轮胎气压较高而将轮胎作为刚性轮来处理,则可以认为模型中的轮胎刚度和阻尼为零。

3.2 面接触式模型^[4,7,13]

(1) 刚性轮胎-土壤相互作用模型

当轮胎的刚度远远大于土壤的强度(即轮胎的气压大于它的临界气压值)时,只有土壤发生变形,可以简化成图11(a)所示的刚性轮模型计算。

(2) 弹性轮胎-土壤相互作用模型

弹性轮胎-土壤相互作用模型可分为固定接地印迹和变接地印迹模型2种,按接地印迹形状不同又可分为接地印迹为直线 L_1 和曲线 L_2 构成的模型(假定车辆在硬路面上行驶,因无地面变形,故无曲线段)、接地印迹由一段假设的比实际轮胎直径大的部分圆的轨迹构成的模型、接地印迹由两段对数螺线加一段直线构成的模型(即卡拉费斯模型)3种[见图11(b)~(d)]。图11(b)所示的模型简单而且较接近实际,故此模型目前被广泛应用。与图11(b)一样,图11(c)也经常使用,如吉林工业大学汽车

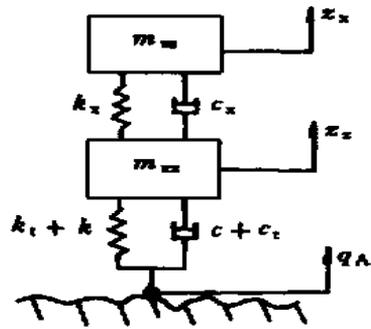


图9 无质量土壤的弹塑性模型

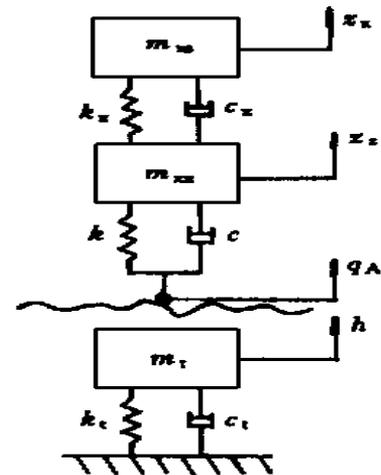


图10 有质量土壤的弹塑性模型

工程学院的车辆系统力学课题组^[5]用它研究了轮胎包络效应。尽管图11(d)模型较接近于实际,但由于挠度和界面应力难以测量,只适用于少数几种轮胎和有限的加载和土壤条件的组合,有待于进一步的改进。

3.3 有限元模型

从1969年始,Perumpral J V用线性弹性模型和双线性模型的非线性来研究土壤的变形与应力的分布关系。1976年,Yong R N用平面线性弹性有限元和平面非线性弹性有限元模型研究刚性轮及弹性轮与土壤的关系和影响特性。1979年,日本的芳田昭用三元素粘弹性有限元模型分析了土壤的应力与应变的关系。近年来研究工作已经从静态负荷研究发展到动态负荷研究,Yong R N用其来预测牵引力。我国1982年开始研究,研究从线性发展到非线性弹

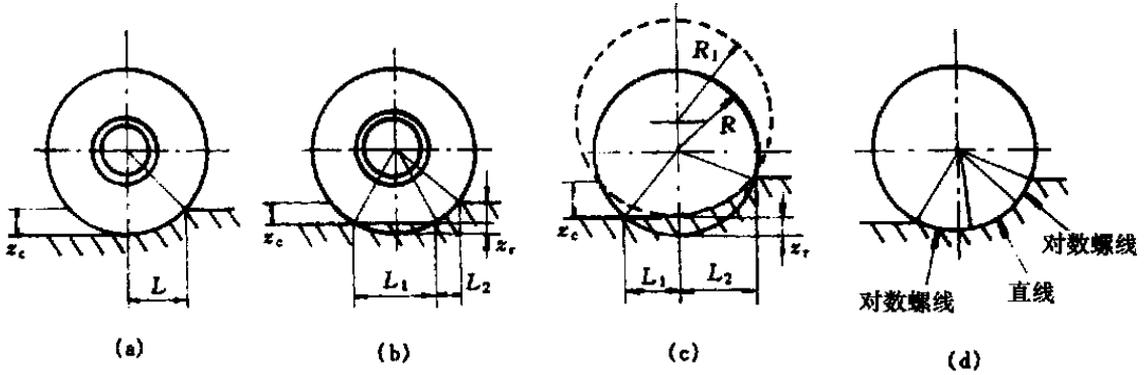


图 11 面接触式轮胎与土壤相互作用模型

L —轮胎接地印迹在水平面上投影长度; L_1, L_2 —轮胎接地印迹在水平面上投影分段长度; z_c —轮胎下土壤的垂直变形量;
 z_r —轮胎的垂直变形量; R —轮胎不接地半径; R_1 —轮胎接地变形后的曲率半径

塑性模型,从二维平面模型发展到三维非线性立体模型。目前,已经从不滚动轮胎静态负荷研究发展到滚动轮胎动态负荷的研究,如轮胎的滚动阻力分析(即热力分析)、轮胎的应力和变形分析及轮胎的模式分析和动态响应计算等。

4 车辆在硬路面和软路面上行驶时振动特性的区别

由于我国的交通事业还比较落后,绝大多数车辆(尤其是国防、农业和林业用车辆)多在硬土路和非正式公路(如乡间土路、田间路面等软土路面)上行驶。这样作为引起车辆振动的激励源——路面不平度对车辆的性能产生很大影响。

4.1 硬路面

车辆在硬路面上行驶时,路面不平度激励将导致车辆产生垂直振动、水平振动、俯仰振动和扭转振动,这些振动将使乘员产生不舒适和疲劳的感觉,影响驾驶员的正常操作、工作效率和车辆的平顺性,同时影响轮胎和车辆各零部件的使用寿命,使车辆产生强烈的振动噪声。

一般在对硬路面上行驶车辆进行仿真计算时,假定路面是不变形的刚体。轮胎与路面相互作用时只考虑轮胎的变形,即在进行仿真计算时,地面与汽车轮轴之间通过轮胎的刚度与阻尼相连接(见图 1)。随着轮胎气压的增大,轮胎的刚度增大,从而使车辆的垂直振动增大、平顺性下降。因此当车辆行驶在硬路面上,轮

胎参数的大小直接影响到车辆的平顺性、牵引性和操纵稳定性。在硬路面上行驶车辆的激励主要来自于路面不平度。

4.2 软路面

车辆在软路面上行驶时,路面不平度激励不但使车辆和轮胎产生振动影响车辆的平顺性,而且由于轮胎振动而产生的附加动载荷作用于软路面,使土壤的内摩擦因数减小,影响车辆的牵引性。同时路面激励引起的垂直振动是限制车辆行驶极限速度的主要因素。另外,车辆在软路面上行驶,由于土壤表面被轮胎花纹块周期性破坏以及轮胎与土壤间摩擦因数和附着因数的改变,使车轮产生较大的滑转而产生有规律的强烈的自激振动,该振动对汽车的零部件特别是轮胎产生极大的破坏,严重影响车辆性能,如轮胎的异常磨损、螺栓等连接件的松动和早期断裂都源于此。

车辆在软路面行驶时,既有轮胎变形又有地面变形,因此软路面引起的车辆振动比硬路面大。此外,车辆在软路面行驶时的滑转率比较大,使车辆的通过性和操纵性降低。

当车辆在软路面上行驶时,轮胎与路面相互作用而使轮胎和路面同时产生变形,因此在建立动力学模型进行仿真计算时,轮胎与地面之间可作如下处理:把轮胎下变形土壤的刚度和阻尼与轮胎的刚度和阻尼相串联,路面激励作用于一端,如图 10 所示;将轮胎下变形土壤作为一个当量质量系统进行振动分析,路面不平度激励作用于轮胎与土壤之间,如图 11 所

示; 由于轮胎下土壤的参数难于测量,因此,在仿真计算时可以土壤的变化作为输入激励中的因素进行考虑,即可以用路面谱测试装置测出软路面的路面谱,也可以利用经验公式进行路面谱的计算。

5 结语

本研究在进行车辆系统动力学分析时,简化和建立了轮胎与软路面相互作用的动力学模型,分析了各轮胎与路面模型的优点和不足之处,提出了建立合理的轮胎模型的方法。分析了车辆在硬路面和软路面上行驶时轮胎模型的振动特性的区别。为轮胎的设计,轮胎与车辆系统配套的优化设计和汽车的动态模拟仿真计算等提供了理论依据。

参考文献:

- [1] Zheng Lianzhu, Ge Jianmin, Wang Dengfeng. Mechanism and simulation of self-excited vibration in a vehicle transmission[J]. SAE,2000-01-0836:1-7.
- [2] 葛剑敏. 车辆自激振动机理与试验研究[D]. 长春:吉林工业大学,1998.
- [3] 庄继德. 汽车轮胎学[M]. 北京:北京理工大学出版社,1996. 105-124.
- [4] 葛剑敏. 软路面行驶车辆振动的理论与试验研究[D]. 长春:吉林工业大学汽车工程学院,1996.
- [5] 郑联珠,殷涌光. 不平软路面对车轮激励的机理[J]. 农业机械学报,1991(3):12-16.
- [6] 葛剑敏,刘明树,殷继红. 软路面-车辆系统振动分析[J]. 农业工程学报,1996(3):26-31.
- [7] 黄祖永. 地面车辆原理[M]. 北京:机械工业出版社,1985. 15-31.
- [8] 束永平. 轮胎结构非线性分析的一般壳体精化理论[D]. 上海:上海交通大学,1999.
- [9] Allen R W, Rosenthal T J. Requirements for vehicle dynamics simulation models[J]. SAE,940175:30-38.
- [10] Captain K M, Boghani A B, Wormley D N. Analytical tire models for dynamic vehicle simulation [J]. Swets & Zeitlinger: Vehicle System Dynamics, 1979, 8:82-91.
- [11] 郭孔辉,刘青. 考虑胎体复杂变形的轮胎非稳态侧偏特性理论模型[J]. 汽车工程,1997,19(2):65-70.
- [12] Guan Dihua, Wu Weidong, Zhang Aiqian. Tire modeling for vertical properties by using experimental modal parameters [J]. SAE,980252:17-20.
- [13] Bekker M G. 地面-车辆系统导论[M]. 北京:机械工业出版社,1978. 117-130.
- [14] 唐萌,张翼,余美娟,等. 有限元分析应用于轿车轮胎结构设计的优选[J]. 轮胎工业,1999,19(4):208-211.
- [15] Negrut D, Jeffrey S, Freeman. Dynamic tire modeling for application with vehicle simulations incorporating Terrain [J]. SAE,940223:7-14.

收稿日期:2000-08-26

Analysis of vehicle tire on soft (or hard) road

GE Jian-min¹, LIU Chun-hui², ZHENG Lian-zhu³

[1. Tongji University, Shanghai 200092, China; 2. Shanghai Tire and Rubber (Group) Co., Ltd., Shanghai 200072, China; 3. Jilin University, Changchun 130025, China]

Abstract: The establishment and simplification of the tire model, the soil model on soft road, and the model of interaction between tire and soil in the study of vehicle system kinetics were investigated, the benefits and shortcomings of various models were analysed, and the reasonable method for establishing the tire model was developed. The difference between the vibration characteristics of tire models driving on the hard road and the soft road was analysed, thus the theoretical criteria were provided for the tire design, the optimized tire/vehicle system design, and the dynamic vehicle simulation calculation.

Key words: tire; kinetics model; soft road; hard road